

Saimaan ammattikorkeakoulu  
Tekniikka Lappeenranta  
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma  
Tuotantotekniikan ja kunnossapidon suuntautumisvaihtoehto

Esa Lambert

## **Päällirakennehydrauliikan kehitys**

Opinnäytetyö 2015

## **Tiivistelmä**

Esa Lambert

Päällirakennehydrauliikan kehitys, 37 sivua

Saimaan ammattikorkeakoulu

Tekniikka, Lappeenranta

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma

Tuotantotekniikan ja kunnossapidon suuntautumisvaihtoehto

Opinnäytetyö 2015

Ohjaajat: lehtori Simo Sinkko, Saimaan ammattikorkeakoulu

Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli vertailla hydrauliikkapumpun tuoton ja paineputkien koon vaikutusta hydrauliikkajärjestelmän tehohäviöihin.

Tässä työssä käytetyt tiedot on saatu kuorma-auton ja laitevalmistajan omilta kotisivuilta, komponenttien tiedot on saatu valmistajien tuoteluetteloista, ja käytämällä fysiikan kaavoja sekä soveltamalla vuosien ajalta kertynyttä henkilökoh-  
taista tietoa ja taitoa.

Tämän työn lopputuloksena saatiin vertailua pumpun tuoton ja putken koon vaikutuksesta hydrauliikkajärjestelmän tehohäviöihin.

Asiasanat: hydrauliikka, tehohäviöt, päällirakenne

## **Abstract**

Esa Lambert

The vehicle superstructure hydraulic development, 37 pages

Saimaa University of Applied Sciences

Technology, Lappeenranta

Mechanical Engineering and Production Technology

Bachelor's Thesis 2015

Instructors: Mr Simo Sinkko, Lecturer, Saimaa University of Applied Sciences,

The aim of this thesis was to compare the effect of the pump output and the size of the hydraulic system on power losses.

The data used in this work is derived from the truck and the equipment manufacturer's own websites, and by using the physics formulas and applying the years of accumulated personal knowledge and skill.

The result of this work was comparison of the pump output and pipe size in hydraulic system power losses.

Keywords: hydraulics, power losses, superstructure

## Sisällys

1	Johdanto .....	5
1.1	Yritysesittely .....	5
1.2	Vaihtolavalaitte .....	6
2	Vaihtolavalaittehydrauliikan nykytilanne ja ongelmakohdat .....	7
2.1	Hiab Multilift XR –koukkulaite .....	7
2.2	Scanian voimanotto .....	8
2.3	Hydrauliikan ongelmat .....	9
2.3.1	Säätötilavuuspumppu .....	10
2.3.2	Vakiotilavuuspumppu .....	12
3	Päällirakennehydrauliikan mitoitus .....	14
3.1	Hydrauliikkapumpun kierrostilavuus .....	14
3.2	Paineputkiston virtausnopeus .....	16
4	Häviöt .....	19
4.1	Virtaustyyppi .....	19
4.2	Painehäviöt .....	22
4.2.1	Putkistojen painehäviöt .....	22
4.2.2	Venttiilien painehäviöt .....	24
4.2.3	Suodattimien painehäviöt .....	25
4.3	Tehohäviöt .....	27
4.4	Öljysäiliö .....	30
4.5	Paineiskut .....	30
5	Parannusehdotus .....	31
6	Yhteenveto .....	32
	Kuvat ja taulukot .....	34
	Lähteet .....	36

# 1 Johdanto

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena on tutkia ja mitoittaa kuorma-auton päällirakennehydrauliikkaa. Työssä tutkitaan pumpun kierrostilavuuden ja hydrauliikkaputkenkoon vaikutusta hydrauliikkajärjestelmän häviöihin.

Opinnäytetyön aihe on rajattu selvittämään vakiotilavuuspumpun soveltuvuutta keskiasennoltaan suljetun suuntaventtiilin kanssa. Toiveena on parantaa järjestelmän toimivuutta tehohäviöitä vähentämällä. Lisäksi työssä esitetään parannusehdotuksia päällirakennehydrauliikan toiminnan parantamiseksi.

## 1.1 Yritysesittely

Toplift Finland Oy on joutsenolainen raskaan maantieliikenteen kalustoa ja palveluja toimittava metalliteollisuusyritys. Vuonna 1992 perustetulla yrityksellä on kuitenkin toimialalla yli 45 vuoden kokemus, sillä pääosa Toplift Finland Oy:n osakkaista ja työntekijöistä on toiminut vastaavaa liiketoimintaa aikaisemmin harjoittaneessa Joka Oy:ssa. (Toplift Oy.)

Yrityksen toimipiste sijaitsee Joutsenossa Lampikankaan teollisuusalueella, samalta tontilta löytyvät uustuotannon valmistus, laiteasennus, huolto- ja korjaamotoiminta ja varaosapalvelut. Toplift Oy:n oman uustuotannon päätuotteita ovat hakkeen ja turpeen kuljetukseen tarkoitettut ketjupurkavat ja sivukippaavat ajoneuvoyhdistelmät (kuva 1), auton korit, asiakkaan toiveiden mukaiset erilaiset päällirakenteet sekä erikoisajoneuvohydrauliikka. (Toplift Oy)



Kuva 1. Sivukippaava ajoneuvoyhdistelmä (Toplift Oy 2014)

Yrityksellä on myös edustus Cargotec Oy:n valmistamille lastin- ja kuormankäsitteilylaitteille, joista tunnetuimpia ovat Hiab-kappaletavaranoisturit, Loglift-puutavaranoisturit, Multilift-vaihtolavalaiteet ja Moffet-trukit. Lisäksi yrityksessä tehdään erilaisia kolari- ja muutokorjauksia em. tuotteille. (Toplift Oy.)

## 1.2 Vaihtolavalaite

Vaihtolavalaite on kuorma-auton päälle asennettava päällirakenne, joka mahdollistaa erilaisiin toimintoihin tarkoitettujen vaihtolavojen käyttämisen saman kuorma-auton päällä. Vaihtolavalaiteita on erimallisia, mutta näistä yleisimmät nykypäivänä ovat vaijerilaite (kuva 2) ja koukkulaite. Nimensä laitteet ovat saaneet toimintatapojensa mukaisesti, vaijerilaitteella lavan vaihto toteutetaan vaijerienvedon avulla ja koukkulaitteella koukulla koukaten.



Kuva 2. Multilift Clf-vaijerilaite

## 2 Vaihtolavalaitehydrauliikan nykytilanne ja ongelmakohdat

### 2.1 Hiab Multilift XR –koukkulaite

Hiab Multilift XR-koukkulaite (kuva 3) on vaihtolavojen päälle vetoon, maahanlaskuun, kippaamiseen ja kuljettamiseen tarkoitettu kuorma-auton päälle asennettava vaihtolavalaite. XR-koukkulaitteen käyttö on helppoa ja turvallista mahdollistaen lavanvaihdon kuljettajan paikalta poistumatta.



Kuva 3. Hiab Multilift XR-koukkulaite



XR-koukkulaite on varustettu sähköisesti ohjatuilla suuntaventtiileillä ja CAN-väylään kytketyllä hallintayksiköllä (kuva 4).



Kuva 4. XR-koukkulaitteen ohjainlaite

XR-koukkulaitteen valmistajan antamien tietojen perusteella öljyvirtauksen suositus on 100 l/min ja maksimikäyttöpaine 300 baaria.

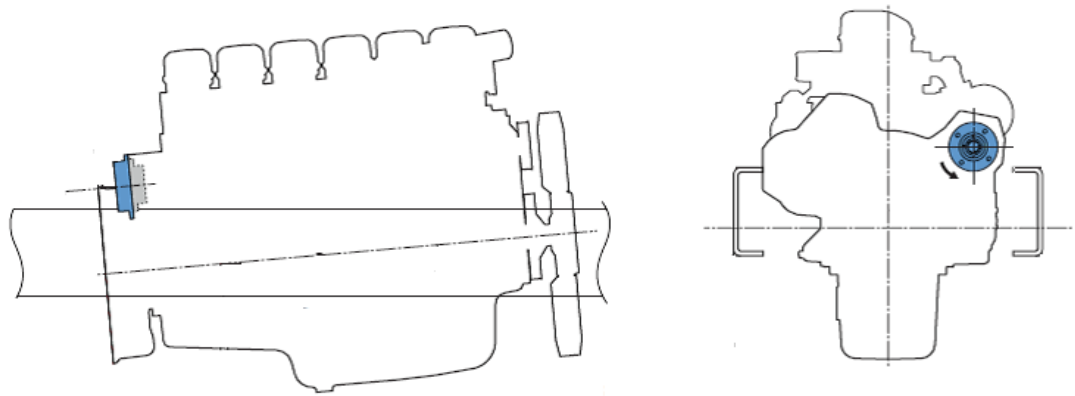
## 2.2 Scanian voimanotto

Koukkulaitteen käyttöominaisuuksien optimoimiseksi hydraulikkapumpun tulee sijaita kuorma-auton kytkimestä riippumattomassa voimanotossa. Kytkimestä riippumattomia voimanottoja on kahta mallia vauhtipyörä- ja moottorivoimanotto.

Scanian voimanotto on tyypiltään moottorivoimanotto (kuva 5) ja malliltaan ED120.

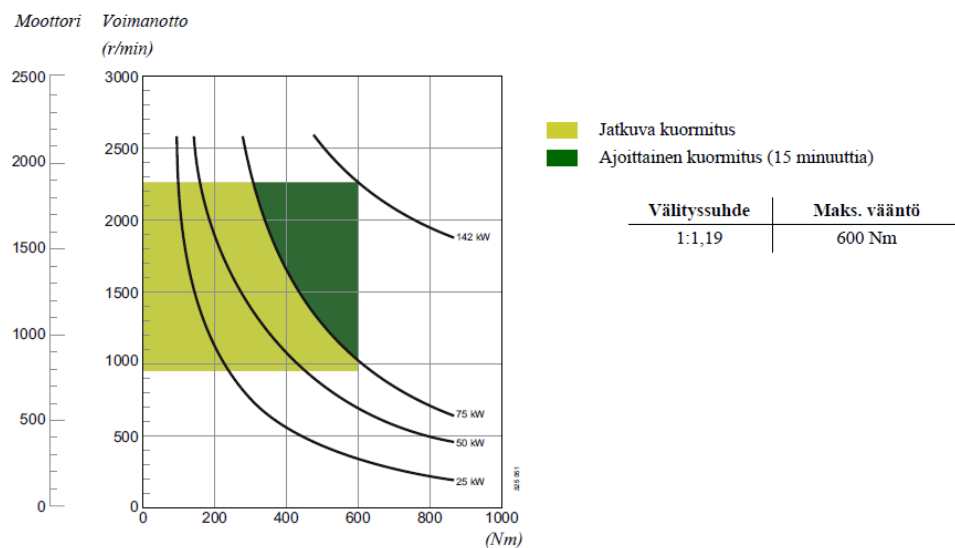
Moottorivoimanotto ED120 saa käyttövoimansa moottorin jakopäästä, joten voimanotto pyörii aina moottorin käydessä. Auton kojelaudassa on olemassa valmius voimanoton käyttökytkimelle ja ohjaamon ulkopuolella vaihdelaatikon vasemmalla puolella on pistoke hydraulikan kevennysventtiiliä varten.





Kuva 5. Scanian moottorivoimanoton sijainti (Scania 2015)

Tekniset tiedot (kuva 6) antavat voimanoton välityssuhteeksi 1:1,19, momentin kestoksi 600 Nm ja tehon kestoksi jatkuvassa käytössä 75 kW (hetkellisesti 142 kW 15 minuutin ajan). Moottorin optimaalinen kierrosluku voimanotto valittuna on 800–1000 r/min.(Scania 2015)



Kuva 6. ED120 voimanoton tekniset tiedot (Scania 2015)

## 2.3 Hydrauliiikan ongelmat

Suomen vuodenaikojen sääolosuhteet, kesän hellejakson (+25 °C) ja talven pakkasjakson (-25 °C) välinen lämpötilaero ja kuorma-auton kuljettajien toiveet toimilaitteiden suurista liikenopeuksista asettavat omat haasteensa kuorma-auton päällirakennehydrauliikalle.

Päällirakentajalle sääolosuhteet ja kuljettajien toiveet asettavat haasteita hydraulikan komponenttien valinnan suhteen. Vääränlaisella pumpun kierrostilavuuden ja tyypin, putkiston koon ja hydraulikkaöljyn valinnoilla on vaikutusta toimilaitteen toimivuuteen ja saatetaan aiheuttaa käyttäjälle ja ympäristölle turhia turvallisuusriskejä.

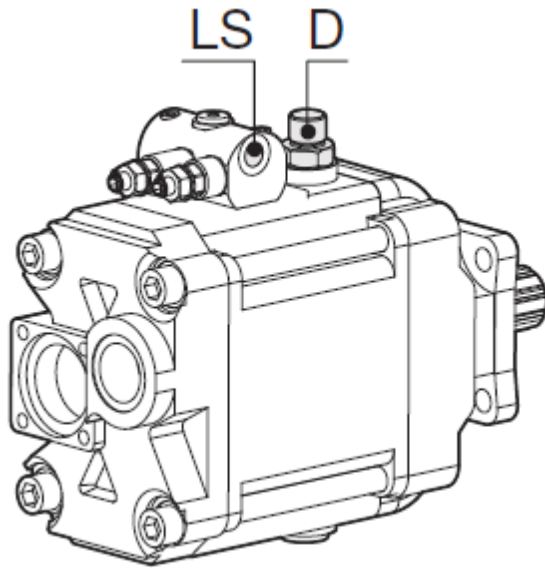
Kierrostilavuudeltaan liian pienen pumpun valinnalla toimilaitteen toiminta ei ole laitteenvalmistajan tarkoituksen mukaista ja tarvittavan litravirtauksen saavuttamiseksi joudutaan kuorma-auton moottorin kierroslukua nostamaan yli pumpun sallitun kierrosluvun, jolloin pumpun mekaanisen kestävyysraja tulee vastaan ja saattaa rikkoutuessaan aiheuttaa turvallisuusriskin. Liian korkealla moottorin kierrosluvulla myös lisätään polttoaineen kulutusta ja lyhennetään moottorin kestoikää.

Kierrostilavuudeltaan liian suuren pumpun tuottamalla litravirtauksella aiheutetaan öljylle liian suurta virtausvastusta sen virratessa venttiilien ahtaissa kanavissa ja pieniksi mitoitetuissa putkistoissa. Suuri virtausvastus aiheuttaa hydraulikkajärjestelmän lämpenemisen käyntilämpötilansa yläpuolelle. Hydraulikkaöljyn lämpeneminen käyntilämpötilansa yläpuolelle alentaa hydraulikkaöljyn voitelukykyä, alentaa komponenttien käyttöikää ja aiheuttaa järjestelmään toimintahäiriöitä. Toimintahäiriöiden aiheuttamat liian suuret liikenopeudet toimilaitteissa saattavat aiheuttaa käyttäjälleen ja ympäristölleen turhia turvallisuusriskejä.

Pumpun tyypin valintaan vaikuttaa monesti myös kustannustekijät, säätötilavuuspumpun hinta vakiotilavuuspumppuun verrattuna on moninkertainen (Hydraulikkakauppa 2015).

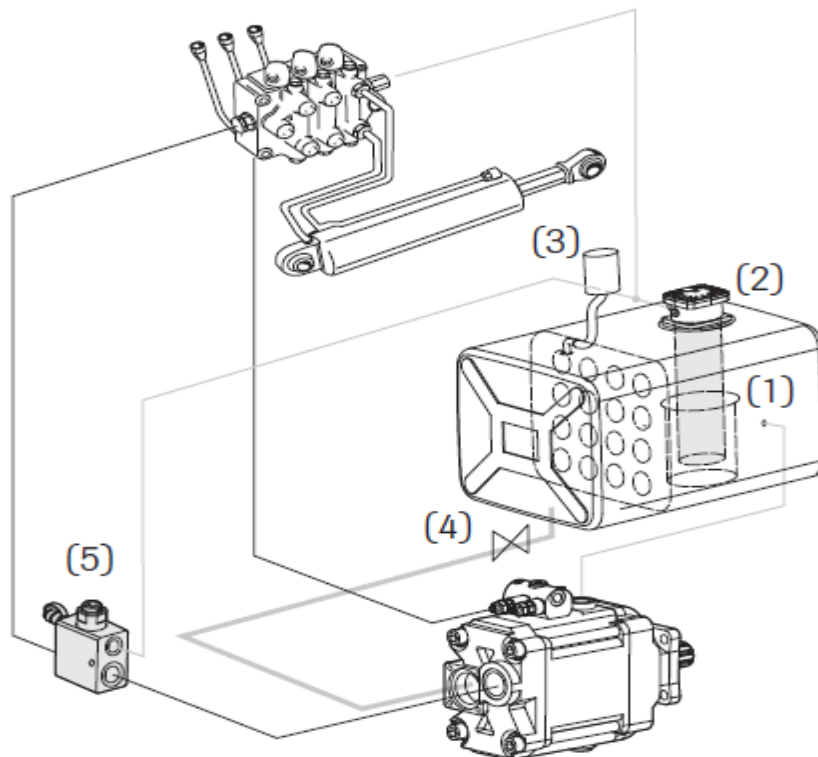
### **2.3.1 Säättötilavuuspumppu**

Moottorivoimanotolla ja säätötilavuuspumpulla varustetun hydraulikkajärjestelmän lämpenemisongelmat ovat huomattavasti pienemmät, koska pumppu säätelee tuottoa portaattomasti nolasta maksimiin toimilaitteen niin pyytäessä. Yleensä pumpun tuottoa säädetään pumppuun kiinnitettävällä LS-säätimellä (kuva 7).



Kuva 7. LS-säätimellä varustettu säätötilavuuspumppu

Kuvassa 8 on esitetty säätötilavuuspumpulla varustetun hydraulikkajärjestelmän kaavio.

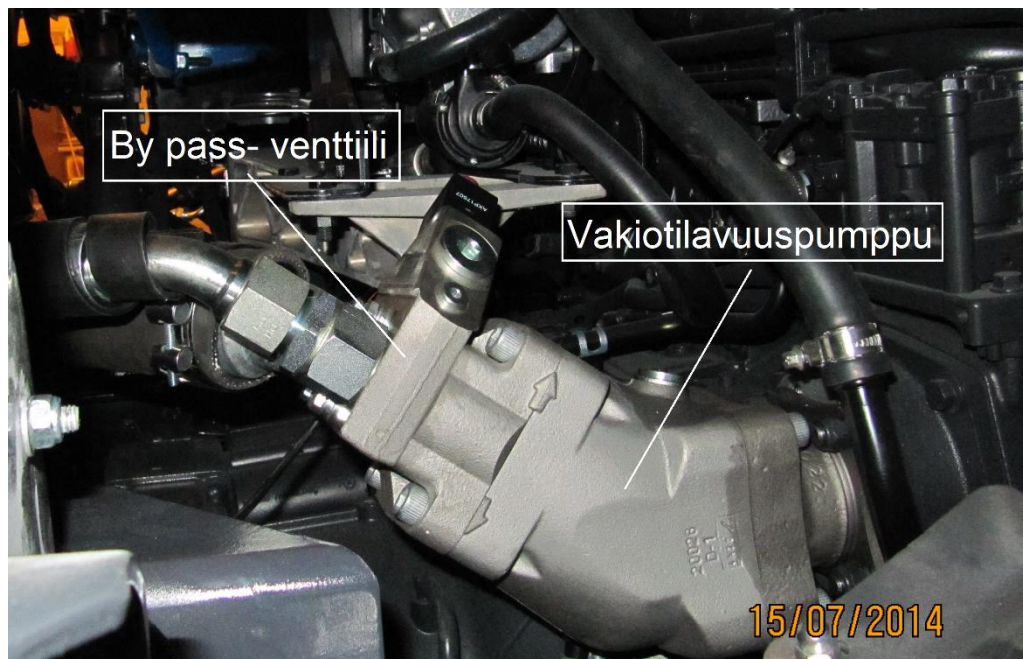


Kuva 8. Säätötilavuuspumpulla varustettu hydraulikkajärjestelmä

Ongelmana säätötilavuuspumpun hydraulikkajärjestelmässä on kuitenkin tahaton käytön tuomat turvallisuusriskit, koska jos hydraulikkajärjestelmässä ei ole voimanotonkatkaisijalla ohjattavaa vapaakiertoventtiiliä niin kuorma-auton moottorin ollessa käynnissä tahaton toimilaitteen käyttönapin tai kippivivun poikkeuttaminen perusasennostaan aktivoi pumpun öljyntuoton ja antaa toimilaitteelle sen pyytämän litratuoton järjestelmän vaatimalla paineella. Tämä tahaton käyttö saattaa aiheuttaa turhan vaaratilanteen toimilaitteen toiminta-alueella oleville. (Sahakoski 2015.)

### 2.3.2 Vakiotilavuuspumppu

Scanian moottorivoimanotossa sijaitsevaan vakiotilavuuspumppuun on kiinnitetty sähköisesti ohjattava By pass -venttiili (kuva 9).

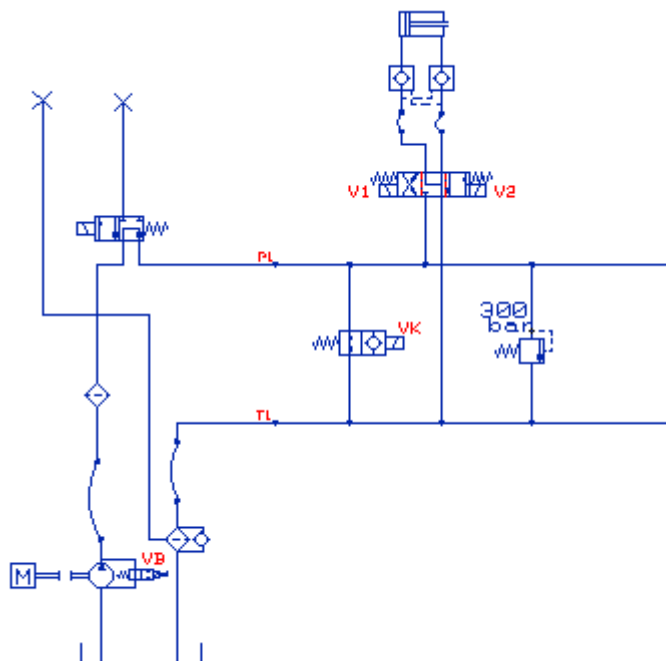


Kuva 9. Vakiotilavuuspumppu By pass -venttiilillä

Moottorivoimanotolla ja vakiotilavuuspumpulla varustetussa hydraulikkajärjestelmässä on ongelmana hydraulikan turha lämpeneminen voimanotto valittuna, kun laitetta ei käytetä. Tällaisessa hydraulikkajärjestelmässä pumppuun kiinnitetty sähköinen By pass -venttiili vaatii erillisen voimanoton käyttökytkimen aktiivoinnin ennen kuin toimilaite saa täyden öljyvirtauksen ja tarvittavan paineen. Ilman By pass -venttiilin aktivointia hydraulikkajärjestelmien paluuvirtauksien kuristuksista johtuen saattaa painetta olla vain muutaman baarin (n. 4 bar) ver-

ran, mutta tällä pienellä vapaakiertopaineella hydraulikkamoottorit eivät lähde pyörimään, eivätkä kaksitoimistensylintereiden paineohjatut vastaventtiilit (lukkoventtiilit) aukea. Ainoastaan vaihtolavalaitteen yksitoiminen kippisylinteri jaksaa nostaa tyhjän lavan tällä muutaman baarin paineella.

Koukkulaitteen hydraulikkakaaviossa (kuva 10) pumpussa oleva By pass -venttiilinkela (VB) saa ohjausjännitteensä moottorivoimanoton käyttökytkimeltä, tässä vaiheessa vapaakiertoventtiilinkela (VK) on vielä jännitteetön ja öljy pääsee virtaamaan vapaakiertoventtiiliin kautta paluulinjaa pitkin takaisin öljysäiliöön. Vapaakiertoventtiilinkela (VK) on kytketty sähköiseltä ohjaukseltaan toimilaitteen suuntaventtiilinkelan (V1 tai V2) kanssa rinnan. Toisinsanoen kun toimilaitteen suuntaventtiilinkela (V1 tai V2) saa jänniteohjauksen, niin samaan aikaan myös vapaakiertoventtiilinkela (VK) saa jänniteohjauksen. Toimilaitteen suuntaventtiilinkela (V1 tai V2) avaa hydraulikkavirtauksen toimilaitteelle ja vapaakiertoventtiilinkela (VK) sulkee öljynvirtauksen paluulinjaan, toimilaitteen suuntaventtiilinkelan sulkiessa öljynkierron ennen kuin vapaakiertoventtiilinkela aukaisee öljynkierron paluulinjaan, pääsee hydraulikkajärjestelmässä syntymään pumpulle päin paineisku.



Kuva 10. Hydraulikkakaavio, vakiotilavuuspumppu

### 3 Päällirakennehydrauliikan mitoitus

Säätötilavuus- ja vakiotilavuuspumppujen hydrauliikkajärjestelmien mitoitus laskentaan pätevät samat laskusäännöt. Jatkossa kuitenkin vertaillaan vakiotilavuuspumpun litratuoton määrän ja putken sisähalkaisijan vaikutusta hydrauliikkajärjestelmän toimintaan ja etsitään parannuskeinoja toimintojen ohjauksiin.

Päällirakennehydrauliikan mitoituksen vertailun lähtökohtina pidetään XR-koukkulaitteen luvussa 2.1 ja Scanian moottorivoimanoton luvussa 2.2 esitettyjä teknisiä tietoja.

#### 3.1 Hydrauliikkapumpun kierrostilavuus

Aloitetaan vertailu laskemalla tarvittava pumpun kierrostilavuus  $V_k$  [cm<sup>3</sup>/r], joka saadaan kaavasta yksi,

$$V_k = \frac{Q_{XR}[l/min] * 1000}{N[r/min] * Z} \quad (1)$$

jossa  $Q_{XR}$  on koukkulaitteen öljynvirtauksen tarve [l/min], N on kuorma-auton moottorin sallittu kierrosluku voimanotto päällä [r/min] ja Z on voimanoton välityssuhde.

Hydrauliikkapumpun kierrostilavuudet lasketaan vertailun vuoksi Scanian moottorivoimanoton sallituilla moottorinkierrosluvuilla 800 r/min ja 1000r/min.

Alemmalla moottorin kierrosluvulla (800 r/min) laskettuna kierrostilavuudeksi tuli 105 cm<sup>3</sup>/r ja ylemmällä kierrosluvulla (1000 r/min) kierrostilavuudeksi 84 cm<sup>3</sup>/r.

#### Hydrauliikkapumpun valinta

Hydrauliikkapumpun valintaan vaikuttavia tekijöitä ovat kiinnitystapa, sallittu pyörintänopeus voimanoton pyörintänopeuteen nähden, voimanoton momentin ja tehon kesto suhteutettuna koukkulaitteen tarvittavaan öljyvirtaukseen ja maksimi käyttöpaineeseen.

Sunfab Hydraulics AB:n vakiotilavuuspumppujen valikoimassa on luvussa 3.1 lasketuille kierrostilavuuksille, sallituille pyörintänopeuksille, paineen kestolle ja

kiinnitystavalle sopivat vaihtoehdot, SC 9084 ja SC 9108. Tuoteluettelon teknisistä tiedoista (kuva 11) löytyvät kaikki tarvittavat tiedot.(Sunfab Hydraulics AB 2015)

Type SC		9084	9108
Nominal oil flow at pump speed rpm	500 1000 1500	41.5 83.5 125.0	54.0 108.0 162.0
Displacement	cm <sup>3</sup> /rev.	83.6	108.0
Max pump speed: continuous limited	rpm	1700 2200	1800 2300
Max working pressure	MPa	40	40
Weight	kg	17.0	17.0
Tare-weight torque	Nm M	21	21
Direction of rotation	supplied in right or left-hand designs		

Kuva 11. Sunfab- pumppujen tekniset tiedot (Sunfab Hydraulics AB)

Pumppujen tuotot Q [l/min] lasketaan kaavasta 2,

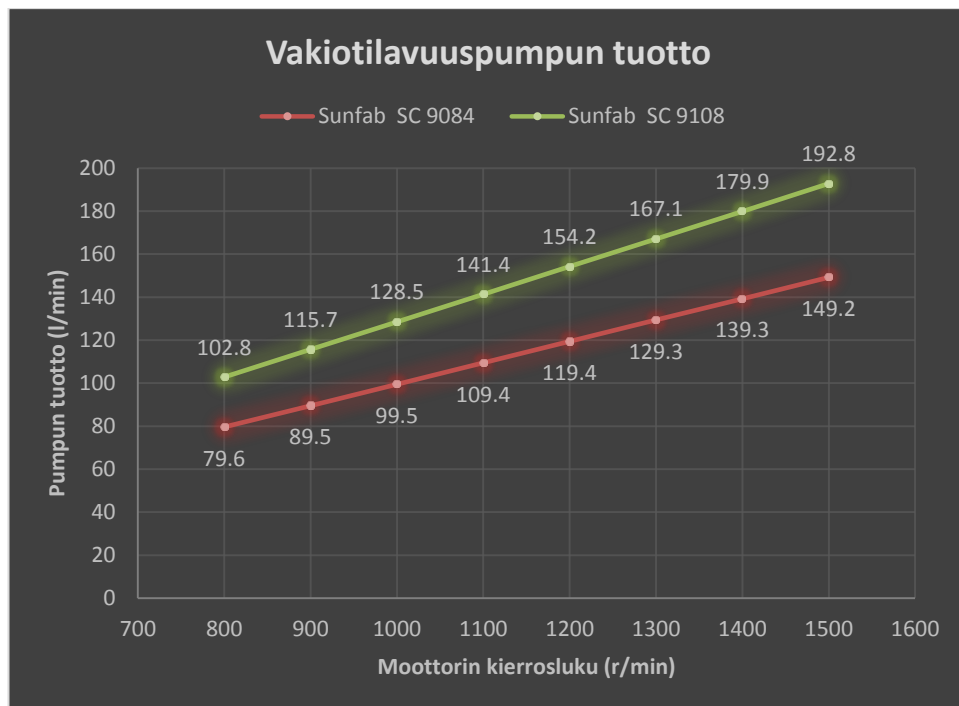
$$Q = \frac{V_k * N * Z}{1000} \quad (2)$$

jossa  $V_k$  [cm<sup>3</sup>/r] on pumpun kierrostilavuus, N [r/min] moottorin kierrosluku, Z moottorivoimanoton välityssuhde.

Koska kuorma-autolla lavanvaihtoja suoritettaessa moottorin kierrosluku nousee usein yli 1000 r/min, niin lasketaan jatkossa kaikki vertailuun tarvittavat arvot moottorin kierrosluvuilla 800 – 1500 r/min. Vertailussa oletetaan moottorin kierrosluvun nousevan harvoin ja vain hetkellisesti 1500 r/min, jolloin pumpun kierrosluku olisi 1785 r/min.

Kuvassa 12 nähdään valittujen pumppujen tuotto vertailu moottorin eri kierrosluvuilla. XR-koukkulaitteen vaatima öljyntarve (100 l/min) ylittyy SC 9108 pumpulla jo moottorin kierrosluvulla 800 r/min, kun taas 1000 r/min kohdalla pumpun SC 9084 tuotto vastaa koukkulaitteen öljyntarvetta.





Kuva 12. Vakiotilavuus pumppujen tuottojenvertailu

Pumpun SC 9084 sallitut kierrosluvut ovat jatkuva 1700 r/min ja hetkellinen 2000 r/min. joten vertailuun valitaan näistä kahdesta vaihtoehdosta tuotoltaan sopivampi pumppu, Sunfab SC 9084.

Hydrauliikkapumpun valinnassa on öljynvirtauksen lisäksi hyvä ottaa huomioon myös, että moottorin kierrosluvun mahdollisen alhaisena pitäminen vähentää polttoaineen kulutusta, pidentää laitteiston käyttöikää, alentaa meluhaittaa ja on myös ympäristöystävällistä.

### 3.2 Paineputkiston virtausnopeus

Hydrauliikkajärjestelmän putkiston mitoitus tehdään pumpuntuoton ja paineputkiston suositellun virtausnopeuden perusteella. Virtausnopeuden arvo määritetään XR-koukkulaitteen maksimipaineen (300 bar) perusteella taulukosta 1

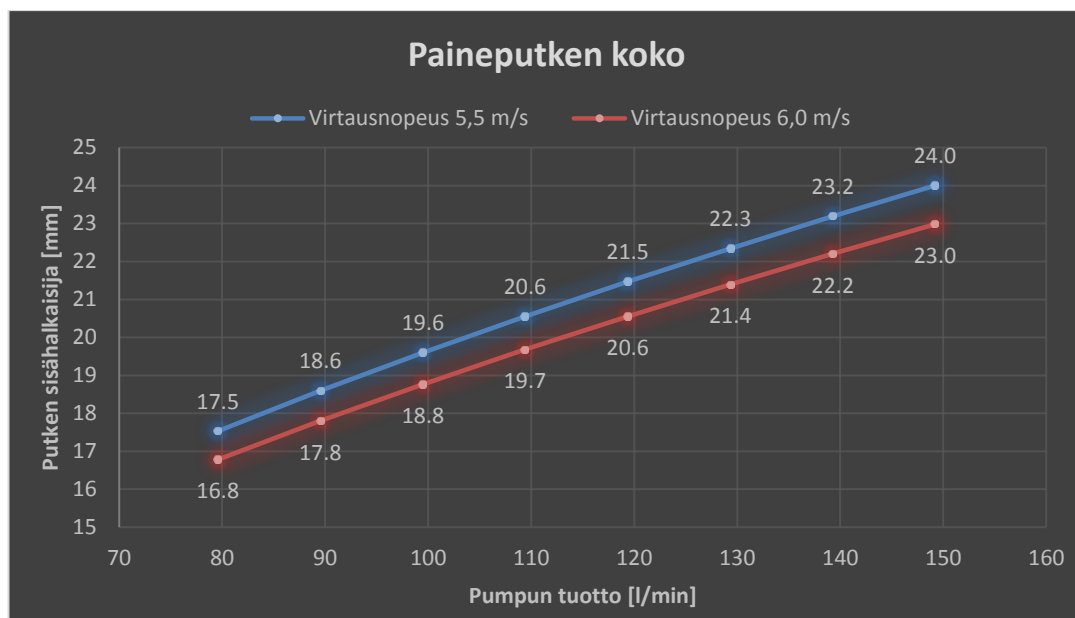
JÄRJESTELMÄN PAINE [bar]	VIRTAUSNOPEUDEN SUOSITUSARVO [m/s]	VIRTAUSNOPEUDEN MAKSIMIARVO [m/s]
63 - 100 bar	4,0 - 4,5	6,0
100 - 160 bar	4,5 - 5,0	6,0
160 - 250 bar	5,0 - 5,5	6,0
250 - 400 bar	5,5 - 6,0	6,0

Taulukko 1. Paineputken virtausnopeuden suositukset (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2008, s.416)

Tarvittavan putkensisähalkaisija millimetreinä lasketaan kaavasta 3, jossa Q on pumpun öljyntuotto [l/min] ja v on virtausnopeuden arvo [m/s].

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * v}} * 1000 \quad (3)$$

Paineputken sisähalkaisija pumpun tuottoon nähden lasketaan vertailun vuoksi molemmilla suositelluilla virtausnopeuden arvoilla, 5,5 m/s ja 6,0 m/s (kuva 13).



Kuva 13. Pumpun tuoton vaikutus paineputken kokoon

Päällirakennehydrauliikassa käytetään yleensä saumattomia kylmävedettyjä tarkkuusteräsputkia (DIN 2391/C) vakiokovuudeltaan ST 37,4. Putkien koko

ilmoitetaan ulkohalkaisija kertaa seinämän paksuus. Putken valinnassa on otettava huomioon paineenkesto ja se että laskelmissa on mitoitettu putken sisähalkaisijaa. Valintaan otetaan paineenkeston ja kuvassa 13 olevasta kaaviosta pumpun tuoton 100 l/min ja virtausnopeuden 6 m/s perusteella sisähalkaisijaltaan 18,8 mm lähinnä oleva putki taulukosta 2. Valitulle STP-25x3 putkelle otetaan vertailuun mukaan painekestoltaan XR- koukkulaitteen kriteerit täyttävät putket STP-20x2,5 ja STP-28x3.

Mitta ulkohalk / seinämä	Suurin käyttöpain (bar)
STP-16X1,5	268
STP-16X2	367
STP-18X1,5	236
STP-18X2	322
STP-20X2	288
STP-20X2,5	367
STP-22X2	259
STP-25X2	225
STP-25X2,5	287
STP-25X3	351
STP-28X3	309

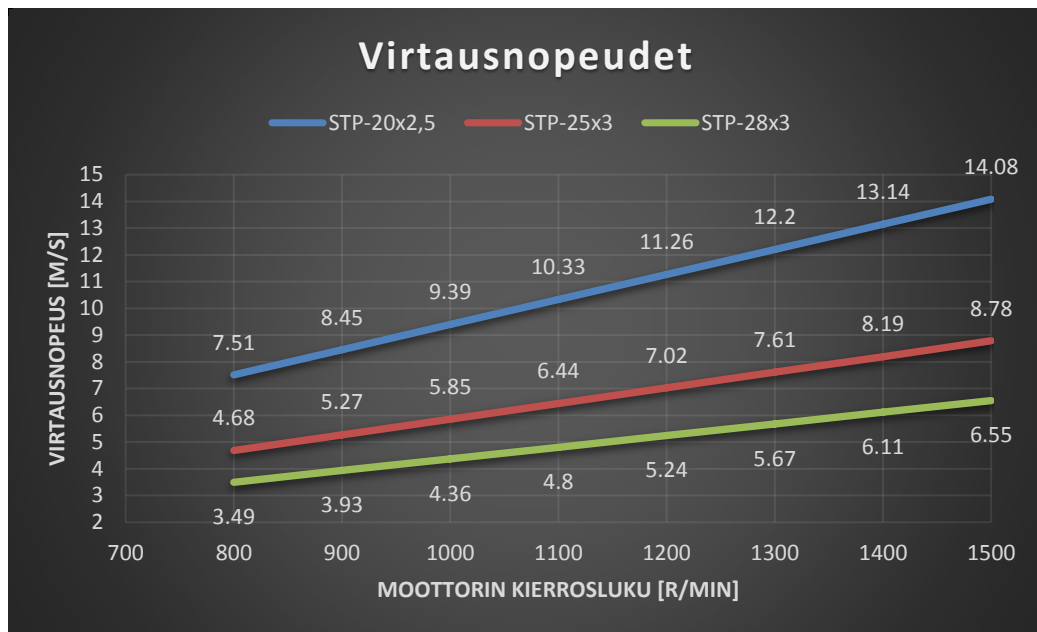
Taulukko 2. Hydraulikkaputkien tekniset tiedot (SalHydro Oy)

Putkien valinnan jälkeen lasketaan valituille putkille todelliset virtausnopeudet kaavasta 4,

$$v = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * d}} * 1000 \quad (4)$$

jossa Q on pumpun tuotto [l/min] ja d on putken sisähalkaisija [mm].

Kuvassa 14 näkyy moottorinkierrosluvun vaikutus öljyn virtausnopeuteen valituissa putkissa.



Kuva 14. Pyörintänopeuden vaikutus virtausnopeuteen

Suosittelun virtausnopeuden maksimi raja, 6 m/s, ylittyy putkella STP- 20x2,5 jo moottorinkierrosluvulla 800 r/min, kun taas putkella STP- 25x3 virtausnopeuden maksimi raja ylittyy vasta noin 1050 r/min kohdalla. Putkella STP- 28x3 virtausnopeuden maksimi raja ylittyy vasta 1400 r/min kohdalla.

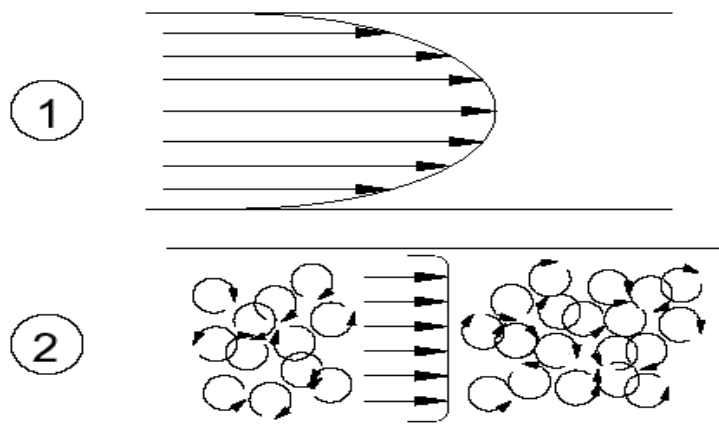
## 4 Häviöt

### 4.1 Virtaustyyppi

Hydrauliikkajärjestelmän virtaushäviöiden pitämiseksi mahdollisimman pieninä on nesteen virtaustyyppillä suuri merkitys, virtauksen tulisi olla tasaista ja pyörteetöntä. Käytännössä tähän ei kuitenkaan yleensä tiettyjä poikkeuksia lukuun ottamatta päästä, sillä sen esteenä on joukko teknisiä ja taloudellisia rajoitteita.

Virtaus voi olla luonteeltaan joko laminaarista tai turbulenttista. Kuvassa 15 kohdassa 1 näkyy laminaarisen eli kerrosmaisesta virtauksen kaikki nesteosasten seuraavan tiettyä rataa, tätä kutsutaan virtaviivaksi. Tällöin kaikki nestehiukkaset liikkuvat yhdensuuntaisesti. Virtausnopeutta nostettaessa nesteeseen alkaa syntyä pyörteitä yksittäisten nesteosasten poiketessa virtaviivoiltaan. Pyörteily lisääntyy virtausnopeuden kasvun myötä ja lopulta virtaus muuttuu täysin pyörteelliseksi eli turbulenttiseksi (kuva15 kohta 2), jossa nesteosaset liikkuvat va-

paasti noudattamatta tarkkoja ratoja. Kokonaisvirtaus kulkee kuitenkin myös tässä tapauksessa tiettyyn suuntaan, mutta yksittäiset nestehiukkaset voivat hetkittäin liikkua jopa tätä suuntaa vastaan. Nestevirtauksen käyttäytymisellä on tärkeä osalämmön siirtymisessä ja sekoitusoperaatiossa. Turbulenttinen virtaus aiheuttaa putken sisäpinnalle ohuemman kalvon kuin laminaarinen virtaus ja mahdollistaa siten suuremman lämpövirran. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2008, s.27)



Kuva 15. Laminaarisen ja turbulenttisen virtauksien erot (Metropolia)

Laminaarisessa virtauksessa virtaushäviöt kasvavat lineaarisesti virtausnopeuden funktiona, kun taas turbulenttisisessä virtauksessa häviöt kasvavat eksponentiaalisesti eli huomattavasti laminaarista nopeammin.

Virtaustyyppi valituille putkille lasketaan kaavasta 5,

$$Re = \frac{d * v}{\nu_{kv}} \quad (5)$$

jossa  $d$  on putken sisähalkaisija [mm],  $v$  on öljyn virtausnopeus [mm/s] ja  $\nu_{kv}$  on öljyn kinemaattinen viskositeetti [mm<sup>2</sup>/s].

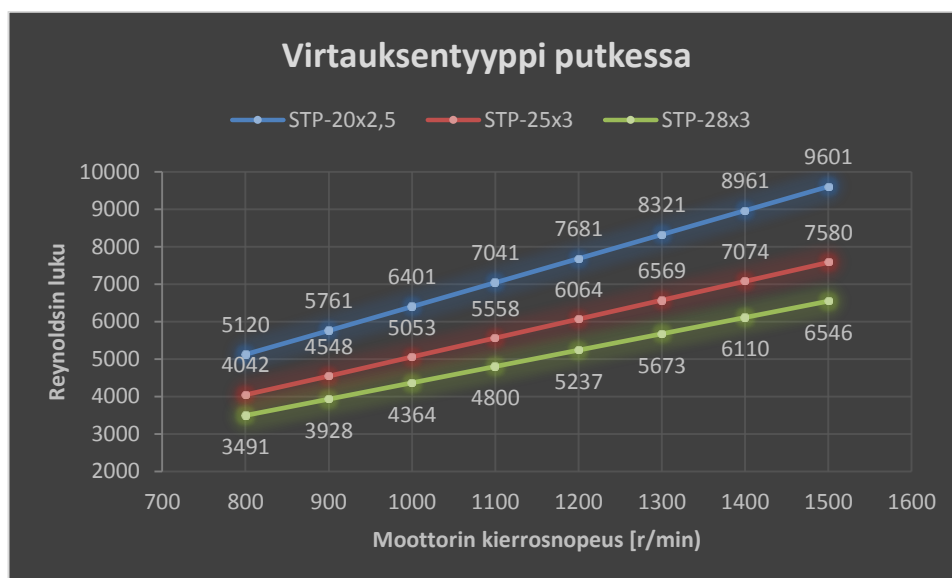
Taulukossa 3 on esitetty Teboilin hydraulikkaöljyjen tekniset tiedot. Laskennassa käytetään Teboilin Hydraulic Oil 22 @40°C (mm<sup>2</sup>/s) kinemaattisen viskositeetin arvoa.

Teboil	ISO VG	Viskositeetti @ 40 °C (mm <sup>2</sup> /s)	Viskositeetti @ 100 °C (mm <sup>2</sup> /s)	VI	Jähmepiste °C	Leimahduspiste °C
15	15	15	3,7	141	-54	175
22	22	22	4,7	141	-54	175
100	100	100	14,1	145	-36	200

Taulukko 3. Teboil Hydraulikkaöljyjen tekniset tiedot (Teboil Oy)

Sileäpintaissa teräsputkissa virtausta pidetään laminaarisena silloin kun kriittisen Reynoldsin luvun arvo on alle 2300. Aluetta 2300 – 4000 pidetään siirtymä alueena, jossa virtaus voi olla laminaarinen tai turbulenttinen. Vasta kun Reynoldsin luku on yli 10 000, niin silloin voidaan varmuudella sanoa virtauksen vasta olevan turbulenttista.

Kuvassa 16 nähdään vertailuun valittujen putkien virtaustyyppin vertailu moottorin kierrosnopeuden suhteen.



Kuva 16. Virtaustyyppin vertailu

Kaavan 5 ja taulukon 3 antamien tietojen perusteella voidaan päätellä, että hydraulikkaöljyn viskositeetin pienentäminen tai putken sisähalkaisijan suurentaminen kasvattaa Reynoldsin lukua eli muuttaa virtausta turbulenttisempaan suuntaan, kun taas hydraulikkaöljyn viskositeetin suurentaminen tai putken sisähalkaisijan pienentäminen muuttaa virtausta laminaarisempaan suuntaan.

## 4.2 Painehäviöt

### 4.2.1 Putkistojen painehäviöt

Päällirakentajat asentavat asiakkaiden tilaamat tuotteet ja varusteet erimerkkisten kuorma-autojen päälle tapauskohtaisesti. Tästä johtuen komponenttien sijoittelu eivätkä hydraulikkaputkien muodot ole aina samanlaisia. Putkiston painehäviö vertailuun valitaan kuvassa 17 olevien putkien muodot.



Kuva 17. Putkisto

Paineputkiston putkien suorien osuuksien painehäviöt lasketaan kaavasta 6,

$$\Delta p_1 = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{\rho}{2} * v^2 \quad (6)$$

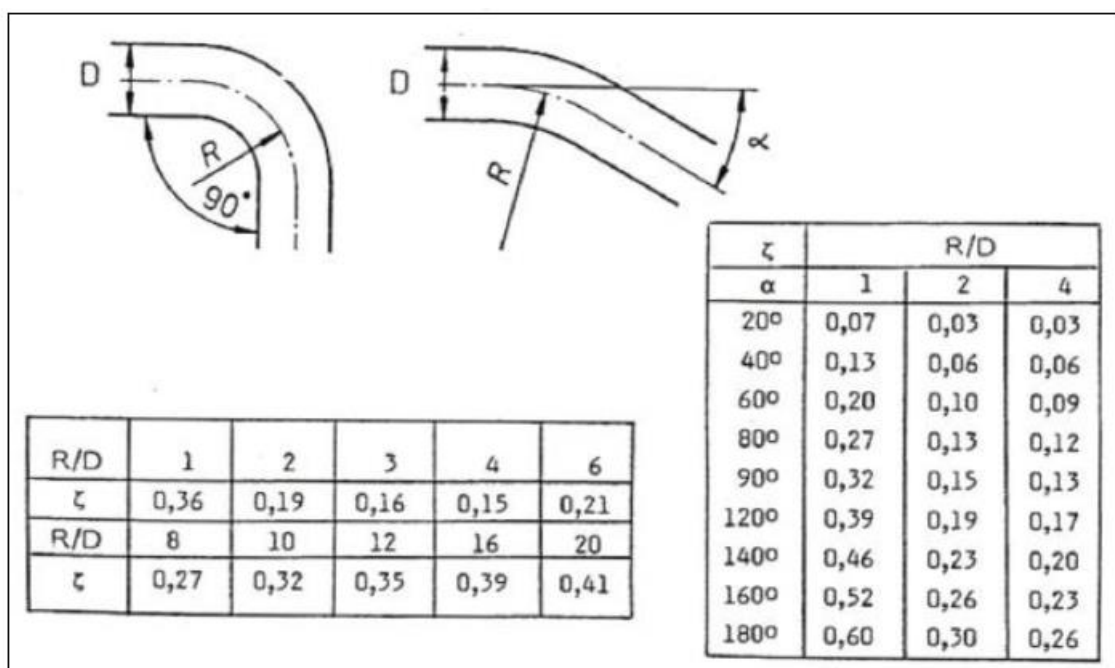
jossa  $\Delta p_1$  on painehäviö [Pa],  $\lambda$  on turbulenttisessa virtauksessa  $0,3164 * R_e^{-0,25}$ ,  $l$  on putken pituus [m],  $d$  on putken sisähalkaisija [m],  $\rho$  on öljyn kinemaattinen viskositeetti [kg/m<sup>3</sup>] ja  $v$  on öljyn virtausnopeus putkessa [m/s].

Paineputkiston putkien mutkien painehäviöt lasketaan kaavasta 7,

$$\Delta p_2 = \xi * \frac{\rho}{2} * v^2 \quad (7)$$

jossa  $\xi$  on putkikäyrän kertavastuskerroin  $\frac{R}{D}$  joka saadaan laskettua kuvan 18 tiedoilla,  $\rho$  on öljyn kinemaattinen viskositeetti [kg/m<sup>3</sup>] ja  $v$  on öljyn virtausnopeus putkessa [m/s].





Kuva 18. Putkikäyrien kertavastuskertoimet (Forselius 1993, 24)

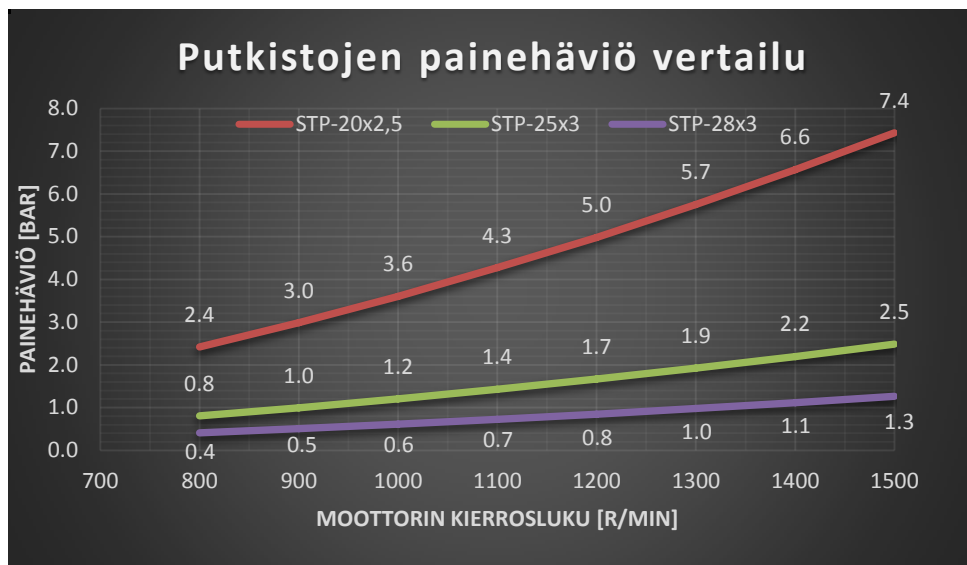
Putken kokonaispainehäviö saadaan laskemalla suorien osuuksien ja mutkien painehäviöt yhteen.

Taulukossa 4 on esitetty kuvan 17 oikeanpuoleisen putken painehäviöt putkella STP- 20x2,5. Mutkien mitoituksessa on käytetty Bend- putkentaivuttimen lestejä malleina. (PWtools)

STP - 20 X 2,5				
Moottorin kierrosluku	virtausnopeus [m/s]	suorat putket [bar]	mutkat [bar]	Yhteensä [bar]
700				
800	7,51	0,6850756	0,18804	0,8731191
900	8,45	0,8421391	0,23806	1,0802021
1000	9,39	1,0128897	0,29397	1,3068643
1100	10,33	1,1969708	0,35578	1,5527489
1200	11,26	1,3915938	0,42272	1,8143164
1300	12,2	1,6012709	0,49625	2,0975183
1400	13,14	1,8234329	0,57566	2,3990973
1500	14,08	2,0578491	0,66097	2,7188224

Taulukko 4. Kuvan 17 oikeanpuoleisen putken painehäviöt

Kuvassa 19 nähdään vertailussa olevien putkien kokonaispainehäviöt suhteessa moottorinkierroslukuun.

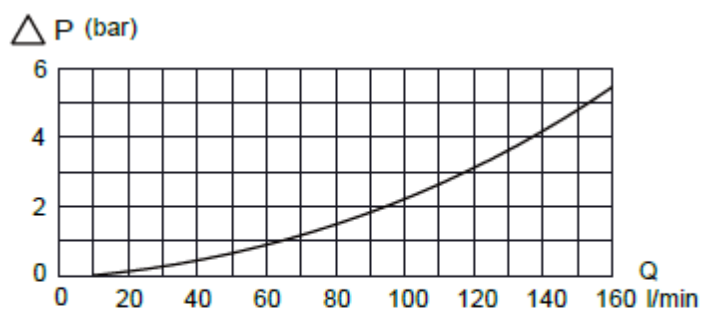


Kuva 19. Putkistojen kokonaispainehäviöt

#### 4.2.2 Venttiilien painehäviöt

Hydrauliikan komponenttien painehäviöt saadaan valmistajien teknisistä tiedoista.

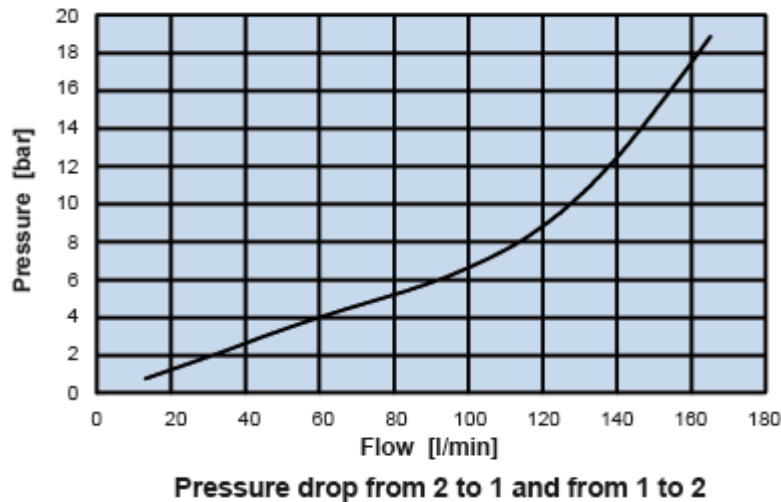
Kuvassa 20 on esitetty lisälaitteille (kuva 10) öljynvirtausta ohjaavan Hydac Oy:n valmistaman RM270-venttiilin painehäviöt eri virtauksilla.



*Pressure drop P-T unloaded*

Kuva 20. RM 270- venttiililohkon painehäviökaavio

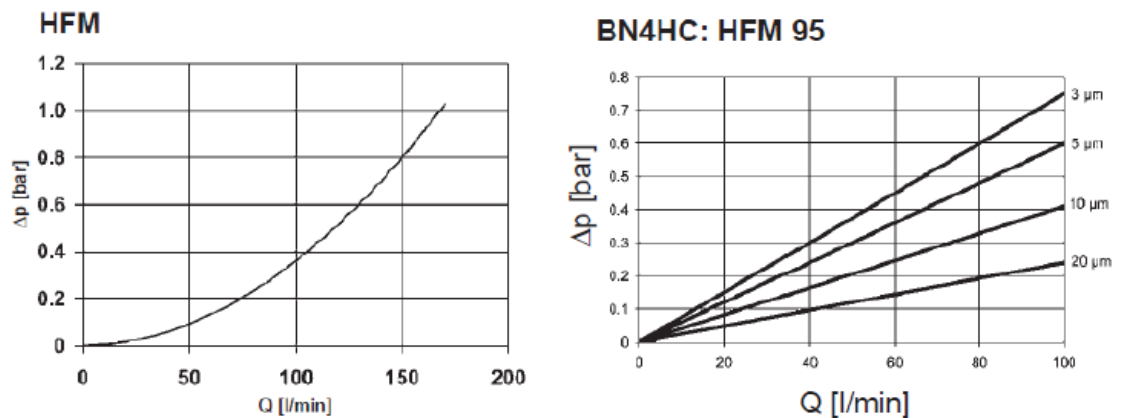
XR- koukkulaitteessa olevan vapaakiertoventtiilin (kuva 10) valmistajan tietoja ei ollut käytössä, painehäviöarvot saadaan vertailuun vastaavanlaisen 2- tieventtiilin valmistajan tiedoista. (Hydro – 2-tieventtiili)



Kuva 21. 2- tieventtiilin painehäviökaavio

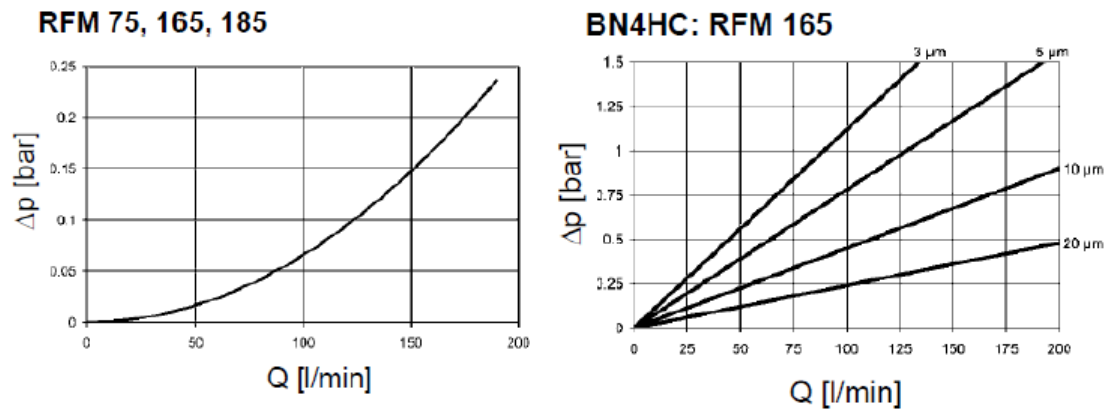
#### 4.2.3 Suodattimien painehäviöt

Painesuodattimeksi vertailuun valittiin Hydac Oy:n valmistama HFM 95 kotelolla ja BN4HC: HFM 95 10 $\mu$ m suodatinelementillä.



Kuva 22. Painesuodattimen painehäviökaavio

Paluusuodattimeksi vertailuun valitaan Hydac Oy:n valmistama RFM 165 kotelolla ja BN4HC: RFM 165 10 $\mu$ m suodatinelementillä.



Kuva 23. Paluusuodattimen painehäviökaavio

Suodattimien koteloiden painehäviöt saadaan suoraan valmistajien painehäviökaavioista, mutta suodatin elementtien painehäviöt [Pa] lasketaan kaavalla 8,

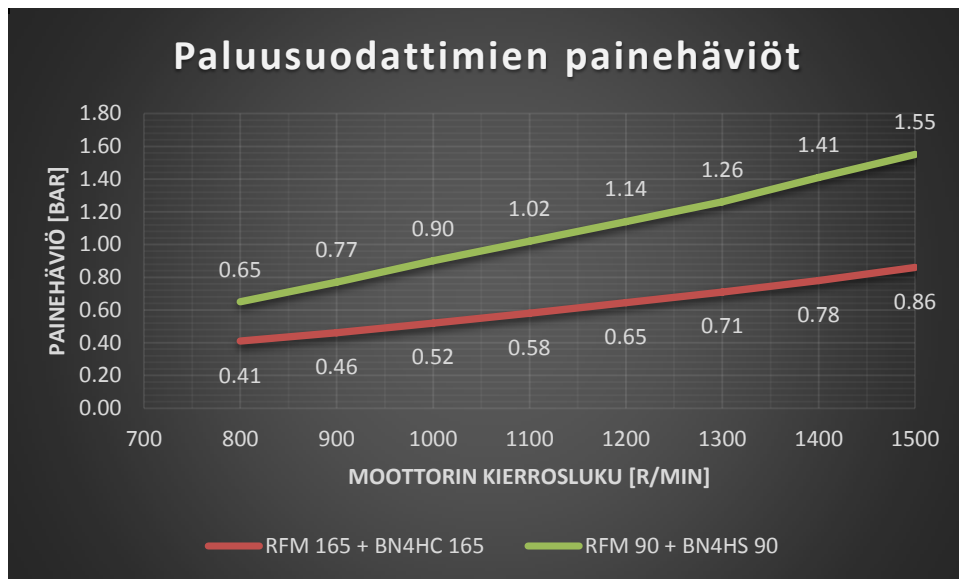
$$\Delta p_{\text{element}} = Q * \frac{SK}{1000} * \frac{\rho}{30} \quad (8)$$

jossa Q on öljyvirtaus [m<sup>3</sup>/s], SK on kuvassa 24 esiintyvä valmistajan antamat arvot eri suodatin elementeille,  $\rho$  on öljyn kinemaattinen viskositeetti [mm<sup>2</sup>/s]

HFM	BN4HC			
	3 μm	5 μm	10 μm	20 μm
75	9.3	7.5	5.3	3.1
95	7.5	6.0	4.1	2.4

Kuva 24. Painesuodatin elementin SK- arvo

Suodattimien painehäviöissä vertailu suoritetaan kahden virtauksiltaan sopivien paluusuodattimien välillä.



Kuva 25. Paluusuodattimien painehäviö vertailu

Kuvassa 25 nähdään suodattimen valinnan merkitys järjestelmän painehäviöihin.

### 4.3 Tehohäviöt

Hydrauliikkajärjestelmien komponenteissa syntyvät tehohäviöt muuttuvat lämmöksi.

Hydrauliikkapumpun kokonaisteho eli ottoteho koostuu hydraulisentehon ja häviötehon summasta (kaava 9).

$$P_{otto} = P_{hydrteho} + P_{häviöteho} \quad (9)$$

Hydrauliikkapumpun kokonaisteho saadaan kaavasta 9,

$$P_{otto} = \frac{Q * p}{\eta} \quad (10)$$

jossa Q on pumpun tuotto [m³/s], p on järjestelmän maksimi paine [Pa] ja  $\eta$  on pumpun hyötysuhde.

Hydrauliikkapumpun hydraulinenteho eli antoteho saadaan kaavasta 11,

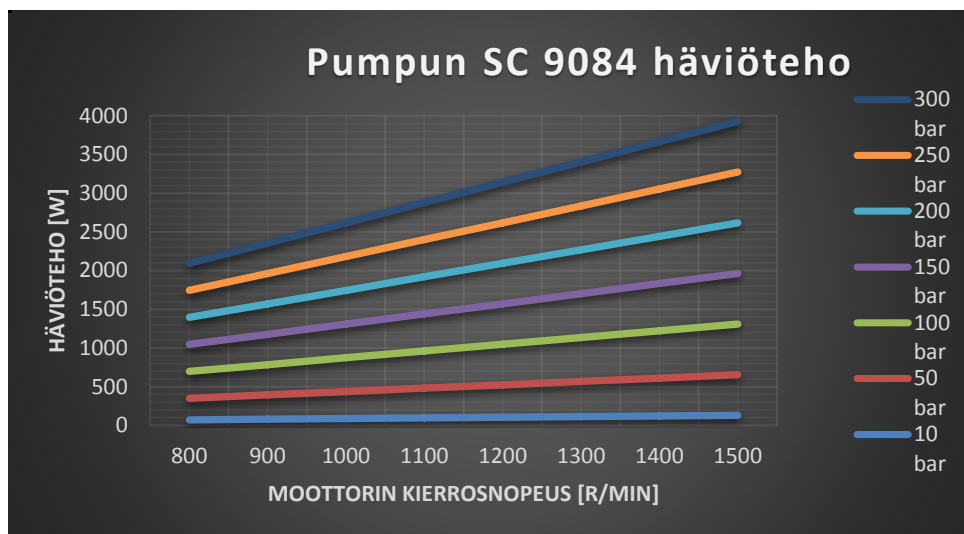
$$P_{hydrteho} = Q * p \quad (11)$$

jossa  $Q$  on pumpun tuotto [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],  $p$  on järjestelmän maksimi paine [ $\text{Pa}$ ].

Hydrauliikkapumpun häviöteho voidaan laskea edellä saatujen tietojen perusteella kaavasta 12.

$$P_{\text{häviöteho}} = P_{\text{otto}} - P_{\text{hydrteho}} \quad (12)$$

Kuvassa 26 esitetään hydrauliikkapumpun SC 9084 häviöteho järjestelmän eri painearvoilla suhteutettuna moottorinkierroslukuun.



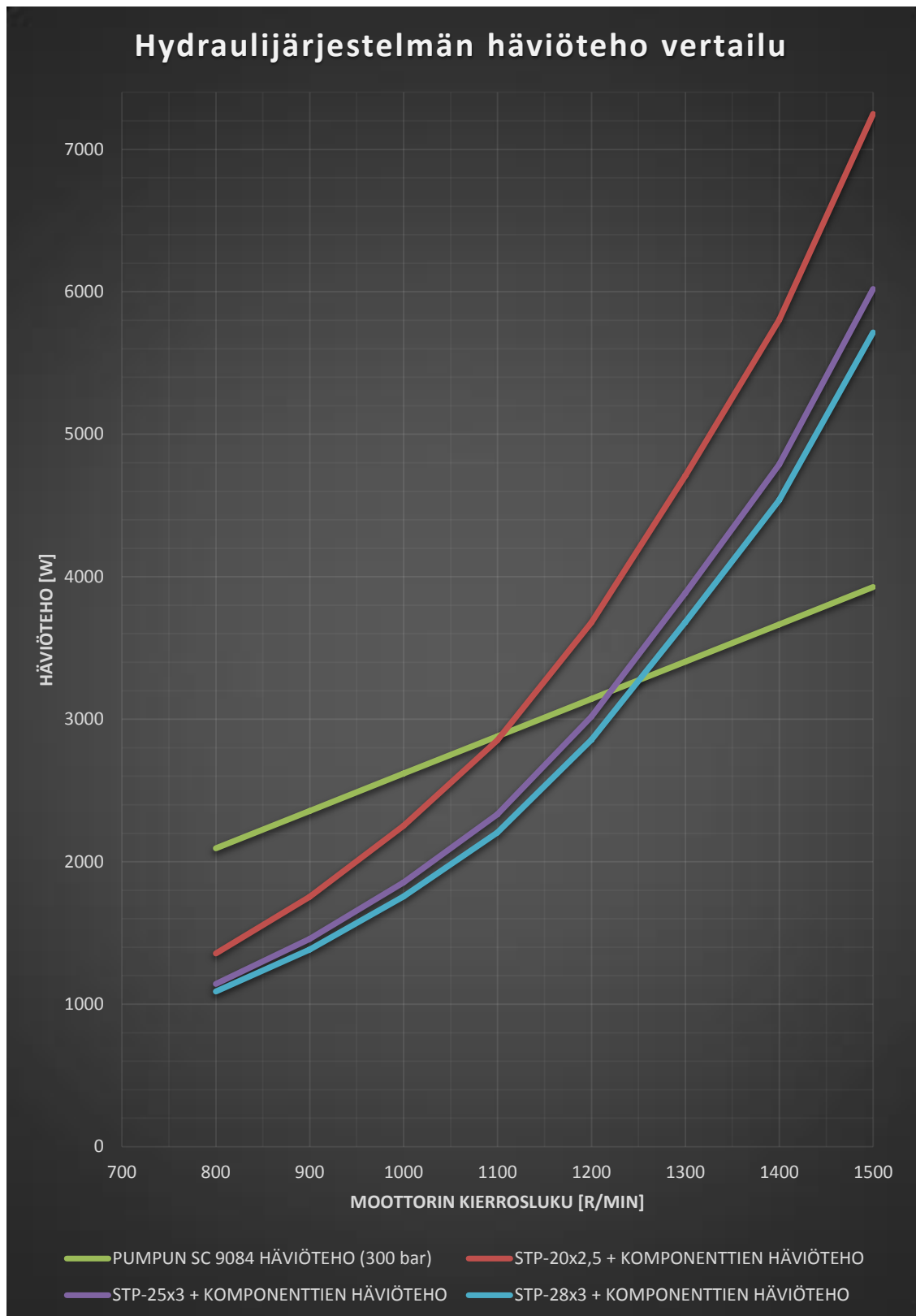
Kuva 26. Pumpun häviötehovovertailu järjestelmän paineilla

Hydrauliikkajärjestelmän komponenttien häviötehot saadaan laskettua kaavasta 13,

$$P_{\text{komponentit}} = Q * \Delta p \quad (13)$$

jossa  $Q$  on pumpun tuotto [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],  $\Delta p$  on komponenttien painehäviö [ $\text{Pa}$ ].

Kuvassa 27 esitetään hydrauliikkapumpun ja hydrauliikkajärjestelmän komponenttien yhteenlasketut häviötehot moottorinkierroslukuun suhteutettuna. Vertailussa kolmella eri putkella on samat komponentit.



Kuva 27. Järjestelmien häviötehojen vertailu

Kuvassa 27 näkyy hyvin putkensisähalkaisijan vaikutus häviötehon suuruuteen.



Hydrauliikkajärjestelmän kokonaishäviöteho saadaan laskemalla yhteen putken komponentteineen ja pumpun häviötehot.

#### 4.4 Öljysäiliö

Öljysäiliön tarkoituksena on öljyastian toimimisen lisäksi jäähdyttää työkierron aikana lämmennyt öljyä, jotta järjestelmän käyntilämpötila ei nousisi liian korkeaksi. Järjestelmän käyntilämpötila saadaan laskettua kaavasta 14,

$$\theta_e = \theta_y + \frac{P}{C_u * A} \quad (14)$$

jossa  $\theta_e$  on järjestelmän käyntilämpötila [K],  $\theta_y$  on ympäristön lämpötila [K],  $P$  on häviöteho työkierron aikana,  $C_u$  on ilmapinnan lämmönläpäisykyky [W/m<sup>2</sup>K] ja  $A$  on öljyn kanssa kosketuksessa oleva säiliön pinta-ala [m<sup>2</sup>].

Säiliön jäähdytystä laskettaessa jäähdytyspinta-alana käytetään vain sitä alaa, joka on suorassa kosketuksessa öljyyn. Säiliön jäähdytyspinta-ala saadaan laskettua kaavasta 15,

$$A = \frac{P}{C_u * (\theta_e - \theta_y)} \quad (15)$$

Kuorma-autoa käytetään ulkona ympärivuoden vallitsevien sääolosuhteiden armoilla. Päällirakennehydrauliikassa joudutaan yleensä tekemään kompromisseja öljysäiliön sijoituspaikan suhteen aiheuttaen omat haasteensa säiliön koolle. Annetaan silti jäähdytyspinta-alan laskenta kaava yleiseen käyttöön.

#### 4.5 Paineiskut

Paineiskulla tarkoitetaan virtausnopeuden äkillisen muutoksen aiheuttamasta paineen muutoksesta. Paineen muutoksessa järjestelmän paine nousee hetkeksi yli käyttöpaineen. Usein paineisku johtuu nopeasta venttiilin avautumisesta tai sulkeutumisesta.

Paineiskujen teoreettisesti laskeminen on monimutkainen ja epätarkka menetelmä, joten teoreettinen laskenta jätetään tämän opinnäytetyön aikana tekemättä.

Opinnäytetyön aikana ei ollut mahdollista mitata XR-koukkulaitteen keskiasennoltaan suljetun ohjausventtiilin aiheuttamia paineiskuja pumpun suuntaan, tämä mittaus suoritetaan opinnäytetyön jälkeen.

## **5 Parannusehdotus**

(Poistettu julkisesta opinnäytetyön julkaisusta)

## 6 Yhteenveto

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli mitoittaa päällirakennehydrauliikka moottorivoimanotolla varustetun kuorma-auton alustalle asennettavalle vaihtolavalaitteelle. Päällirakennehydrauliikan mitoittaminen antoi samalla mahdollisuuden arvioida tahattomasta käytöstä johtuvia turvallisuusriskejä ja tutkia hydrauliikkajärjestelmässä esiintyviä häviöitä.

Tahattomasta käytöstä johtuvia turvallisuusriskejä arvioitiin käytännön tuoman kokemuksen kautta säätötilavuuspumpulla varustetussa hydrauliikkajärjestelmässä ja parannus turvallisuusriskien minimoiseksi löytyi ohjausjärjestelmän jännitesyötön muutoksesta.

Hydrauliikkajärjestelmä mitoitettiin vastaamaan vaihtolavalaitteen teknisistä tiedoista löytyviä suoritusarvoja. Hydrauliikan mitoittaminen aloitettiin tuotoltaan sopivan vakiotilavuuspumpun valinnalla, ja pumpun tuottoa käytettiin vertailuarvona moottorin eri kierrosluvuilla hydrauliikkajärjestelmän häviöiden tutkimisessa. Tutkinta suoritettiin vertailemalla erikokoisten komponenttien vaikutusta hydrauliikkajärjestelmässä esiintyviin häviöihin. Hydrauliikkajärjestelmässä esiintyvien häviöiden laskenta suoritettiin hydrauliikkakomponenttien valmistajien teknisiä tietoja ja Excel-taulukkolaskentaohjelmaa apuna käyttäen.

Komponenttien keskinäisessä vertailussa tutkittiin pääosin kolmen erikokoisen putken vaikutusta hydrauliikkajärjestelmän paine- ja tehohäviöihin. Vertailussa saatiin selville putken pituuden, mutkien ja sisähalkaisijan vaikutukset hydrauliikkajärjestelmän paine- ja tehohäviöihin. Tämä vertailu tuo jatkossa apua komponenttien ja putken sisähalkaisijan valintoihin.

Vertailut moottorin eri kierrosnopeuksien suhteen antoivat käytännönläheisen käsityksen hydrauliikkajärjestelmässä tapahtuvista paine- ja tehohäviöistä.

Teoreettisesti tehdyssä hydrauliikkajärjestelmän paine- ja tehohäviöiden laskennassa ja vertailussa onnistuttiin tuomaan esille pumpun tuoton ja putkenkoon vaikutukset järjestelmän häviöihin.

Nykypäivänä ajoneuvoelektronikan kehittymisen myötä on kuorma-auton valmistajilla hyvät valmiudet moottorin kierrosluvun ja ajonopeuden rajoittamiseen voimanotto valittuna.

## **Kuvat ja taulukot**

### **Kuvat**

Kuva 1. Sivukippaava ajoneuvoyhdistelmä, s. 6

Kuva 2. Multilift Clf-vaijerilaite, s. 7

Kuva 3. Hiab Multilift XR-koukkulaite, s. 7

Kuva 4. XR-koukkulaitteen ohjainlaite, s. 8

Kuva 5. Scanian moottorivoimanoton sijainti, s. 9

Kuva 6. ED120 voimanoton tekniset tiedot, s. 9

Kuva 7. LS -säätimellä varustettu säätötilavuuspumppu, s. 11

Kuva 8. Säätötilavuuksisella pumpulla varustettu hydraulikkajärjestelmä, s. 11

Kuva 9. Vakiotilavuuspumppu By pass -venttiilillä, s. 12

Kuva 10. Hydraulikkakaavio, vakiotilavuuksinen pumppu, s. 13

Kuva 11. Sunfab-pumppujen tekniset tiedot, s. 15

Kuva 12. Vakiotilavuus pumppujen tuottojenvertailu, s. 16

Kuva 13. Virtausnopeuden vaikutus paineputken kokoon, s.17

Kuva 14. Pyörintänopeuden vaikutus virtausnopeuteen, s.18

Kuva 15. Laminaarisen ja turbulentsin virtauksien erot, s. 20

Kuva 16. Reynoldsin lukujen vertailu, s. 21

Kuva 17. Putkisto, s. 22

Kuva 18. Putkikäyrien kertavastuskertoimet, s. 23

Kuva 19. Putkistojen kokonaispainehäviöt, s. 24

Kuva 20. RM 270-venttiililohkon painehäviökaavio, s. 24

Kuva 21. 2-tieventtiilin painehäviökaavio, s. 25

Kuva 22. Painesuodattimen painehäviökaavio, s. 25

Kuva 23. Palusuodattimen painehäviökaavio, s. 26

Kuva 24. Painesuodatin elementin SK -arvo, s. 26

Kuva 25. Palusuodattimien painehäviö vertailu, s. 27

Kuva 26. Pumpun häviöteho vertailu järjestelmän paineilla, s. 28

Kuva 27. Järjestelmien häviötehojen vertailu, s. 29

Kuva 28. Jäähdytysletkun asennusohje, s. 31

### **Taulukot**

Taulukko 1. Paineputken virtausnopeus suositukset, s. 17

Taulukko 2. Hydrauliiikaputkien tekniset tiedot, s. 18

Taulukko 3. Teboil Hydrauliiikkaöljyjen tekniset tiedot, s. 19

Taulukko 4. Kuvan 17 oikeanpuoleisen putken painehäviöt, s. 20

## Lähteet

Forselius, J. 1993. Hydraulikka. 8. painos. Painatuskeskus Helsinki

Kauranne, H., Kajaste, J. ja Vilenius, M. Hydrauliteknikka, WSOY, 1. painos, 2008

Hydac – suodattimien valintataulukko

<http://www.hydac.com.au/MessageForceWebsite/Sites/279/Files/Standardmodels.pdf>

Luettu 10.5.2015

Hydac - painesuodatin

<https://www.hydrotech.com/store/product/32440-hfm--1311534--hfm-mm-95-s-h-10-a-10-b7>

Luettu 10.5.2015

Hydac - paluusuodattimet

<http://www.hyprox.fi/datasheets/RFM.pdf>

Luettu 11.5.2015

Hydrauliikkakauppa – sunfab pumput

[http://www.hydrauliikkakauppa.fi/pumput-sunfab-pumput-c-306\\_102\\_417.html#fromprice=47.12&topprice=3422.4&productlist\\_order=DEFAULT\\_ORDER&curpage=1](http://www.hydrauliikkakauppa.fi/pumput-sunfab-pumput-c-306_102_417.html#fromprice=47.12&topprice=3422.4&productlist_order=DEFAULT_ORDER&curpage=1)

Luettu 14.5.2015

Hydro – 2 tieventtiili

[http://www.hydro-material.fi/pdf/NEM/electric\\_cartridges\\_eng.pdf](http://www.hydro-material.fi/pdf/NEM/electric_cartridges_eng.pdf)

Luettu 11.5.2015

MP Filters – paluusuodattimet

<http://www.mpfiltr.com/attachs/articolotradotto/2548.pdf>

Luettu 11.5.2015

Metropolia - putkivirtaus

<https://wiki.metropolia.fi/display/koneautomaatio/4.+Putkivirtaus>

Luettu 10.5.2015

PWtools – Bend putkentaivuttimet

<http://www.pwtools.fi/pdf/Bend%20esite%20Suomi%201%20Mt.pdf>

Luettu 9.5.2015

SalHydro Oy - Paineputket

<http://www.salhydro.fi/fi/hydrauliikkaputket-2/hydrauliputki-sinkitty>

Luettu 4.5.2015

Sahakoski, Veli-Matti. 2015. Koulutuspäällikkö, Cargotec Oy. Keskustelu 10.4.2015



Scania – Tekniset tiedot

[https://til.scania.com/groups/bwd/documents/bwm/mdaw/mju0/~edisp/bwm\\_0000248\\_07.pdf](https://til.scania.com/groups/bwd/documents/bwm/mdaw/mju0/~edisp/bwm_0000248_07.pdf)

Luettu 5.4.2015

Sunfab Hydraulics AB - Hydraulipumput

[http://www.sunfab.hu/angkat/SC%209084,%209108\\_GB.pdf](http://www.sunfab.hu/angkat/SC%209084,%209108_GB.pdf)

Luettu 6.4.2014

Teboil Oy - Hydraulikkaöljyt

<http://www.teboil.fi/tuotteet/voiteluaineet/ajoneuvot/hydraulikkaoljyt/>

Luettu 4.5.2015

Toplift Oy

<http://www.toplift.fi/fi/yritys/historiaa>

Luettu 30.3.2015